УДК 621 DOI: 10.12737/3517

Элементы теории отрицательно-нулевой обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах*

М. П. Шишкарёв, К. О. Кобзев

Дополнительная фрикционная группа в конструкции муфты повышает её нагрузочную способность. Это бесспорное достоинство адаптивных фрикционных муфт второго поколения с комбинированной обратной связью. Коэффициент усиления обратной связи меняется в зависимости от значения коэффициента трения. В работе решается задача установления данной закономерности и синтеза на этой основе принципиальной схемы управляющего устройства с определением его параметров. Установленная закономерность позволяет утверждать следующее. При отсутствии распорной силы и минимальном значении коэффициента трения изменение величины коэффициента усиления не превышает его предельного значения. Это обеспечивает автоматическое управление с теоретически достижимой «идеальной» нагрузочной характеристикой муфты. Найдена геометрическая форма кривой, которая очерчивает боковую стенку гнезда под тело качения управляющего устройства и обеспечивает автоматическое регулирование в адаптивной фрикционной муфте. Целью в данном случае является получение теоретически «идеальной» нагрузочной характеристики муфты.

Ключевые слова: *адаптивная фрикционная муфта, коэффициент усиления, управляющее устройство, коэффициент трения.*

Введение. В адаптивных фрикционных муфтах (АФМ) второго поколения [1] применяется управляющее устройство (УУ) отрицательно-нулевой обратной связи. Достоинством таких муфт является повышенная нагрузочная способность за счёт введения в конструкцию фрикционной группы, не охваченной отрицательной обратной связью [1, 2]. Однако при практическом применении точность срабатывания АФМ не всегда отвечает требованиям по защите приводов технологического оборудования от поломок в результате случайных перегрузок [3].

Отличительные особенности адаптивных фрикционных муфт второго поколения с отрицательно-нулевой обратной связью [1]:

— наличие в составе дополнительной фрикционной группы, которая не охвачена отрицательной обратной связью (так называемой «нулевой» обратной связью), как основная фрикционная группа;

— более высокие (при равных конструктивных параметрах) нагрузочная способность и точность срабатывания (скорость и качество срабатывания муфты) [2, 3].

Постановка задачи исследования. Установление закономерности изменения величины коэффициента усиления (КУ) обратной связи в зависимости от величины коэффициента трения в АФМ второго поколения.

Решение задачи. Объект исследования — АФМ второго поколения (базовый вариант) — представлен схемой (рис. 1).

Соосные одна другой полумуфты 1 и 2 кинематически связаны между собой двумя фрикционными группами (ФГ):

— основной (ОФГ), состоящей из дисков трения 3 и 4;

— дополнительной (ДФГ), включающей диски трения 5 и 6.

Диски 3 и 5 связаны в окружном направлении со ступицей нажимного диска 7, диски 4 и 6 — с барабаном полумуфты 2.

Нажимной диск 7 смонтирован на ступице полумуфты 1 и лишён кинематической связи с ней в окружном направлении, за исключением незначительного трения, не учитываемого в дальнейшем исследовании.

* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

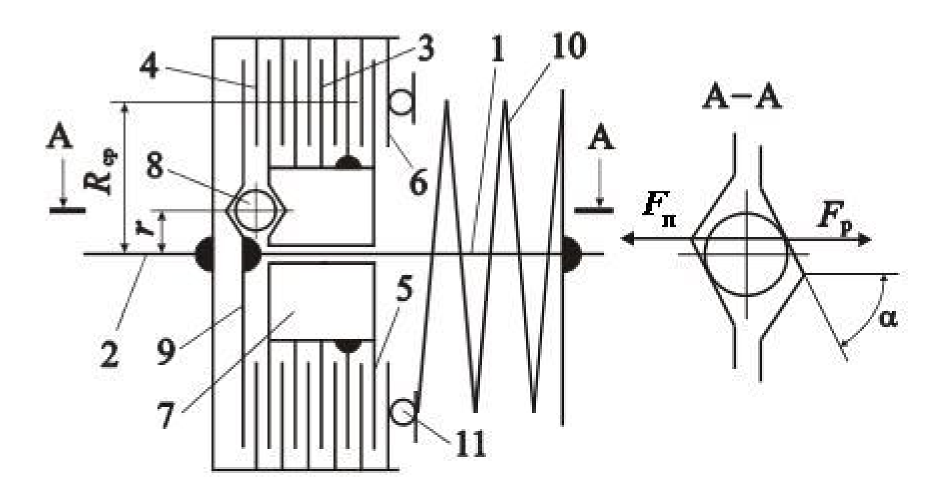


Рис. 1. Принципиальная схема АФМ второго поколения (базовый вариант)

УУ АФМ выполнено в виде тел качения 8, которые размещены в скошенных гнёздах нажимного диска 7 и упорного диска 9, жёстко закреплённого на ступице полумуфты 1 (см. рис. 1, сечение А—А).

Силовое замыкание пар трения ОФГ и ДФГ осуществляется пружиной 10, передающей усилие через упорный подшипник 11.

Вращающий момент АФМ складывается из суммы двух моментов сил трения: ОФГ и ДФГ.

В соответствии с этим можно записать:

$$T_п = T_1 + T_2, \tag{1}$$

где T_1 — момент сил трения пар ОФГ; T_2 — момент сил трения пар ДФГ.

Моменты сил трения T_1 и T_2 соответственно равны:

$$T_1 = zR_{ср}f\left(F_п - F_р\right), \tag{2}$$

$$T_2 = z_1R_{ср}fF_п, \tag{3}$$

где z — число пар трения ОФГ; $R_{ср}$ — средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков ОФГ и ДФГ; f — коэффициент трения; $F_п$ — сила натяжения пружины 10; $F_р$ — распорная (отжимная) сила УУ (см. рис. 1, сечение А—А); z_1 — число пар трения ДФГ.

Величину распорной силы УУ можно определить по формуле:

$$F_р = \frac{T_2 + T_3}{r}\text{tg}\alpha, \tag{4}$$

где α — угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения 8 (см. рис. 1, сечение А—А); r — радиус окружности, на которой расположены тела качения (см. рис. 1); T_3 — момент силы трения фрикционных дисков 3 и 4, связанных со ступицей нажимного диска 7.

Момент силы трения T_3 вычисляется по формуле:

$$T_3 = (z-1)R_{ср}f\left(F_п - F_р\right). \tag{5}$$

В соотношении (5) учтено то обстоятельство, что компоновка ОФГ построена по типу «ведущая пара трения — ведомые пары трения».

После подстановки правых частей соотношений (3) и (5) в выражение (4) получим:

$$F_р = F_пCf\,\frac{z_1 + (z-1)}{1 + (z-1)Cf}. \tag{6}$$

Здесь C — КУ АФМ, вычисляемый по формуле:

$$C = \frac{R_{ср}}{r} \operatorname{tg} \alpha . \qquad (7)$$

В соответствии с соотношением (6) и на основе выражения (2) найдём:

$$T_1 = zF_п R_{ср} f \, \frac{1 - z_1 C f}{1 + (z-1) C f} . \qquad (8)$$

Используя соотношения (2) и (8) в равенстве (1), найдём выражение для вычисления величины полного вращающего момента АФМ:

$$T_п = F_п R_{ср} f \, \frac{z + z_1 - z_1 C f}{1 + (z-1) C f} . \qquad (9)$$

При настройке АФМ с учётом минимального значения коэффициента трения $f_{\min}$ [4] номинальный вращающий момент муфты равен:

$$T_н = zF_п R_{ср} f_{\min} \, \frac{z + z_1 (1 - C_{\min} f_{\min})}{1 + (z-1) C_{\min} f_{\min}} . \qquad (10)$$

Считая переменной величину КУ C, приравняем друг другу правые части соотношений (9) и (10), заменив в первом из них параметр f на параметр f_i — текущее значение коэффициента трения (функция времени). В результате решения составленного уравнения получим:

$$C = \frac{z (f_i - f_{\min}) - (z-1) C_{\min} f_{\min} f_i (z + z_1) + z_1 f_i - z_1 f_{\min} (1 - C_{\min} f_{\min})}{(z-1) f_{\min} f_i (z + z_1) - z_1 (z-1) C_{\min} f_{\min} f_i (f_i + 1) + z_1 f_i^2} . \qquad (11)$$

Соотношение (11) устанавливает зависимость величины КУ C от текущего значения коэффициента трения, при котором распорная сила УУ изменяется так, что обеспечивается постоянство суммы моментов сил трения ОФГ и ДФГ.

Величину $C_{\min}$ можно вычислить на основе соотношения (10) по следующему выражению:

$$C_{\min} = \frac{F_п z R_{ср} f_{\min} (z + z_1) - T_н}{T_н (z-1) f_{\min} + z z_1 F_п R_{ср} f_{\min}^2} . \qquad (12)$$

Для определения характера функции (11) применим графический способ. При построении графика функции воспользуемся следующими исходными данными: $R_{ср} = 0{,}1$ м; $z = 8$; $z_1 = 2$; $F_п = 800$ Н; $f_{\min} = 0{,}1$; $T_н = 350$ Нм.

При этих исходных данных величина $C_{\min}$ составила 0,82.

График указанной зависимости показан на рис. 2 (кривая 1).

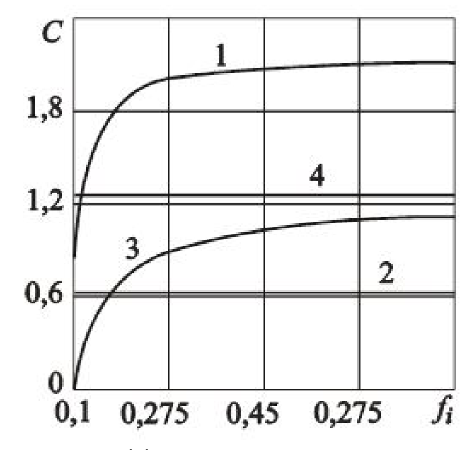


Рис. 2. Графики зависимости коэффициента усиления от текущего коэффициента трения

Из графика следует:

– КУ C увеличивается с ростом коэффициента трения;

– наибольший рост КУ C имеет место в интервале значений коэффициента трения 0,1 … 0,275 при равных размерах частей общего интервала;

– при минимальном значении коэффициента трения величина КУ C равна $C_{\min}$.

Для принятой конструктивно-компоновочной схемы ОФГ (см. рис. 1) ограничение сверху величины КУ C имеет следующий вид [5]:

$$C \le \frac{1}{z_1 f_{\max}}, \tag{13}$$

где $f_{\max}$ — максимальное значение коэффициента трения.

На рис. 2 прямой 2 показана величина КУ, построенная на основе соотношения (13) при $f_{\max} = 0,8$. Расположение кривой 1 и прямой 2 показывает, что требуемые для автоматического регулирования значения КУ C (при реализации нагрузочной характеристики «идеальной» АФМ [6]) выше, чем его предельное значение. Вследствие этого реализация «идеальной» АФМ в данном случае невозможна даже при значении $z_1 = 1$, когда предельная величина КУ C может быть увеличена в 2 раза.

Рассмотрим вариант АФМ второго поколения, в котором при минимальном значении коэффициента трения отрицательная обратная связь на пары трения ОФГ не действует.

Вначале рассмотрим теоретическую сторону решаемой задачи. При указанном условии номинальный вращающий момент АФМ равен:

$$T_н = (z + z_1) R_{ср} f_{\min} F_п . \tag{14}$$

Уравнение, с помощью которого можно установить закономерность величины КУ C при варьировании коэффициента трения, в данном случае имеет вид:

$$F_п R_{ср} f \frac{z + z_1 - z_1 Cf}{1 + (z-1)Cf} = (z + z_1) F_п R_{ср} f_{\min} .$$

Решение этого уравнения запишем как

$$C = \frac{(z + z_1) f - (z + z_1) f_{\min}}{(z-1)(z + z_1) f_{\min} f + z_1 f^2} . \tag{15}$$

График функции (15) приведён на рис. 2 (кривая 3). Он построен по тем же исходным данным, что и кривая 1, кроме $z_1 = 1$. График предельной величины КУ C (при значении $z_1 = 1$) показан на рис. 2 прямой 4.

Анализ построенных графиков показывает:

– КУ C возрастает по мере увеличения коэффициента трения (кривая 3);

– наибольший прирост величины КУ C наблюдается в интервале значений коэффициента трения 0,1 … 0,275;

– при всех значениях коэффициента трения (в пределах оси абсцисс) текущая величина КУ C не превышает предельное значение (кривая 3, прямая 4).

Выше теоретически обоснована возможность реализации варианта АФМ с переменной величиной КУ C, не превышающей предельного значения ни при каких величинах коэффициента трения. Рассмотрим соответствующий вариант муфты. Напомним, что в этом варианте должно быть предусмотрено $C_{\min} = 0$.

Последнее условие выполнимо только при α = 0. Из этого следует, что распорная сила УУ при $f_{\min}$ должна быть также равна нулю. Однако при увеличении коэффициента трения $C \ne 0$,

т. е. угол должен также увеличиваться. Но увеличение угла α возможно только при действии распорной силы, что противоречит поставленному выше условию.

Таким образом, равенство $C_{\min} = 0$ необходимо считать условным, т. е. при $C_{\min} \neq 0$ распорная сила УУ, действующая на пары трения ОФГ, должна отсутствовать.

Из этого следует, что при значении $f_{\min}$ распорная сила УУ должна действовать не на нажимной диск, а замыкаться на ведущей полумуфте.

Принципиальная схема АФМ, удовлетворяющая указанному условию, показана на рис. 3. Две соосные полумуфты 1 и 2 связаны между собой фрикционными группами, состоящими:

– из дисков 3 и 4, образующих ОФГ;
– из дисков 5 и 6, образующих ДФГ.

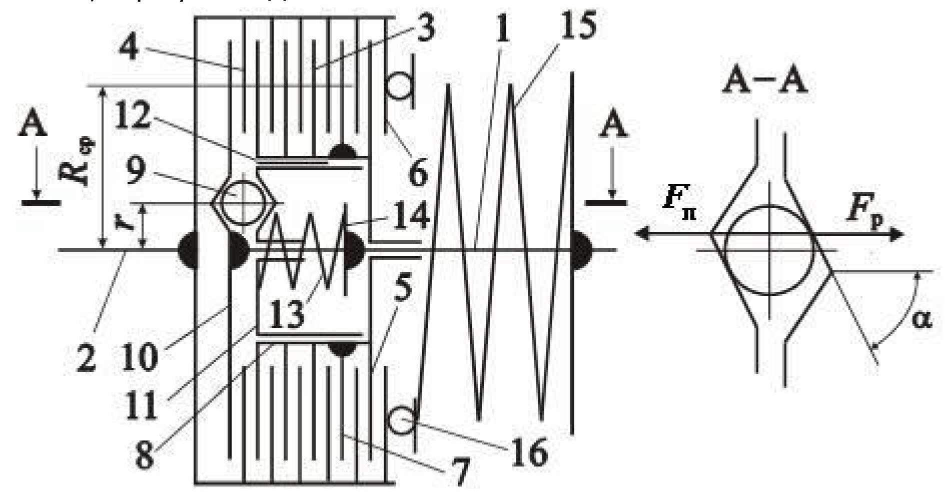


Рис. 3. Модернизированная принципиальная схема АФМ второго поколения

Фрикционные группы разделены фланцем 7 нажимного диска 8, свободно установленного на ступице полумуфты 1. Диски 3 и 5 связаны в окружном направлении со ступицей нажимного диска, диски 4 и 6 — с барабаном полумуфты 2.

Структурное построение УУ обратной связи рассматриваемой АФМ отличается от УУ базового варианта. УУ состоит из тел качения 9, которые размещены в скошенных гнёздах, выполненных в упорном диске 10, жёстко закреплённом на ступице полумуфты 1, и в опорной втулке 11, которая размещена в центральном отверстии нажимного диска 8. Опорная втулка связана с нажимным диском направляющей шпонкой 12 и подшипником к телам качения 9 пружиной 13, которая правым концом опирается на жёсткий упор 14, закреплённый на ступице полумуфты 1 (рис. 3). Пружина 13 поставлена в муфту с предварительным натяжением и вместе с упором 14 размещена в центральном отверстии опорной втулки 11.

В статическом положении АФМ, т. е. при отсутствии нагрузки, передаваемой муфтой, между правым торцом опорной втулки и нажимным диском осевой зазор может отсутствовать либо быть минимальным (~0,1 … 0,15 мм).

Общее силовое замыкание пар трения ОФГ и ДФГ в муфте осуществляется пружиной 15, которая передает усилие через упорный подшипник 16.

Идея реализации в АФМ так называемого «квазинулевого» значения КУ $C_{\min}$ заключается, таким образом, в силовом замыкании распорной силы на полумуфте 1 при минимальной величине коэффициента трения.

Для определения параметров УУ модернизированной АФМ запишем уравнение осевого равновесия опорной втулки 11 при минимальном значении коэффициента трения и при номи-

нальном вращающем моменте, передаваемом муфтой. Перед составлением упомянутого уравнения установим действующие на опорную втулку силы:

– распорная сила $F_{p.\min}$, действующая со стороны УУ;
– осевая сила натяжения пружины 13;
– сила трения между нажимным диском 8 и направляющей шпонкой 12.

Сила трения между ступицей полумуфты 1 и опорной втулкой 11 не учитывается ввиду её незначительной величины.

На основании изложенного выше запишем уравнение равновесия опорной втулки 11 в осевом направлении:

$$F_{p.\min} - F_{п13} - F_{тр} = 0\,, \qquad (16)$$

где $F_{п13}$ — первоначальная сила натяжения пружины 13; $F_{тр}$ — сила трения между нажимным диском 8 и направляющей шпонкой 12 (рис. 4).

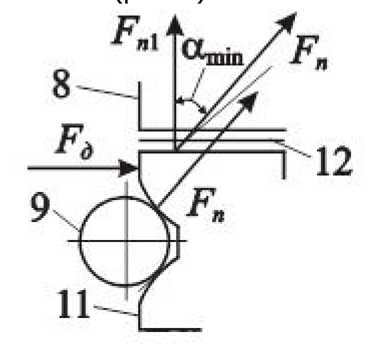


Рис. 4. Расчётная схема № 1 УУ муфты

Распорная сила $F_{p.\min}$ вычисляется по следующей формуле:

$$F_{p.\min} = \frac{T_{ном}}{r}\operatorname{tg}\alpha_{\min}\,, \qquad (17)$$

где $T_{ном}$ — номинальный (настроечный) вращающий момент АФМ; $\alpha_{\min}$ — минимальный угол давления между телом качения 9 и боковой стенкой гнезда УУ (см. рис. 4).

Номинальный вращающий момент АФМ вычисляется по соотношению (14).

Величина силы трения $F_{тр}$ вычисляется по соотношению:

$$F_{тр} = \frac{2T_{ном}}{d} f_1\,, \qquad (18)$$

где f_1 — коэффициент трения между нажимным диском 8 и направляющей шпонкой 12; d — диаметр центрального отверстия нажимного диска.

Очевидно, что величина КУ $C_{\min}$ зависит от величины угла $\alpha_{\min}$. Чтобы установить величину последнего, обратимся к рис. 4, на котором приведена схема, поясняющая распределение сил, действующих на опорную втулку 11 в шпоночном соединении.

Сила нормального давления между телами 9 и 11, перенесенная по правилу параллельного переноса силы, представляет движущую силу. При этом дополняющий момент силы, действующий на опорную втулку 11, не создает нагрузку, искажающую картину силового взаимодействия в шпоночном соединении и в расчёт не принимается. В противоположном направлении действует сила сопротивления, т. е. сила трения.

Для осуществления движения опорной втулки вместе с направляющей шпонкой относительно нажимного диска проекция силы нормального давления $F_н$ на плоскость движения направляющей шпонки должна быть по меньшей мере равна силе трения.

Рассматривая расчётную схему, изображённую на рис. 4, запишем:

$$F_д = F_п \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{\min}\right) = F_п \sin\alpha_{\min}, \quad (19)$$

$$F_т = F_{п1} f_1. \quad (20)$$

В выражении (19) параметр $F_д$ — движущая сила, с помощью которой осуществляется перемещение направляющей шпонки и опорной втулки относительно нажимного диска; $F_п$ и $\alpha_{\min}$ — см. выше. В равенстве (20) параметр $F_{п1}$ — сила нормального давления в плоскости шпоночного соединения.

Из силового треугольника найдём:

$$F_{п1} = F_п \cos\alpha_{\min}. \quad (21)$$

Исходя из поставленного выше условия и воспользовавшись соотношениями (19) и (21), получим:

$$\mathrm{tg}\,\alpha_{\min} = f_1. \quad (22)$$

На основе равенства (22) запишем:

$$C_{\min} = \frac{R_{ср}}{r}\mathrm{tg}\,\alpha_{\min} = \frac{R_{ср}}{r} f_1. \quad (23)$$

Формула (23) пригодна для вычисления величины КУ $C_{\min}$.

При выполнении равенства (22) и величине КУ $C_{\min}$, вычисляемой по соотношению (23), начальная сила натяжения пружины 13 может быть равна нулю: относительная неподвижность системы тел «опорная втулка 11 и направляющая шпонка 12 — нажимной диск 8» обеспечивается равенством силы сопротивления и движущей силы.

Схема, показанная на рис. 4, иллюстрирует лишь возможность реализации нулевой распорной силы при ненулевой величине $C_{\min}$. Для автоматического регулирования величины распорной силы величина КУ C должна изменяться в соответствии с закономерностью, установленной соотношением (15). В связи с этим боковая стенка гнезда под тело качения УУ должна быть очерчена кривой линией, а опорная втулка 11 должна быть кинематически связана с нажимным диском 8 в осевом направлении.

Согласно схеме УУ обратной связи, показанной на рис. 4, последнее условие не выполняется, в связи с чем необходимо её изменение.

Вариант схемы УУ, удовлетворяющей поставленным выше условиям, показан на рис. 5, *а*. Этот вариант отличается от изображённого на рис. 4 тем, что УУ дополнено пружиной 17 (нумерация позиций элементов — согласно рис. 4), поставленной в муфту между нажимным диском 8 и опорной втулкой 11 концентрично пружине 13. Таким образом, во время трения (работы муфты) распорная сила УУ будет передаваться на нажимной диск посредством осевой деформации пружины 17. Часть распорной силы УУ будет замыкаться на ступицу полумуфты 1 посредством осевой деформации пружины 13.

Поскольку, согласно соотношению (15), значение КУ C должно увеличиваться нелинейно при увеличении коэффициента трения, боковые стенки гнёзд под тела качения УУ должны быть очерчены образующими в виде кривых линий, выпуклых по отношению к телам качения.

Следовательно, величина угла давления α_i тел качения УУ должна возрастать от дна гнезда к его периферии.

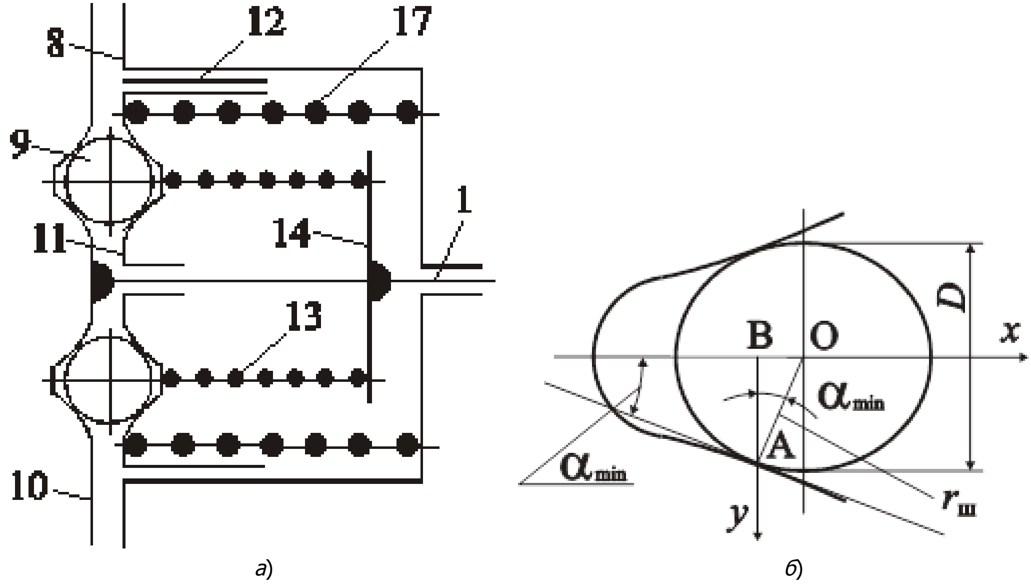


Рис. 5. Схемы УУ обратной связи: *а* — модернизированная; *б* — расчётная, № 2

Для установления формы кривой, образующей боковой стенки гнезда, запишем уравнение осевого равновесия опорной втулки 11 в системе координат $x-y$ (где x — абсцисса координатной системы, совпадающая с осью гнезда, y — ордината системы, принадлежащая плоскости, параллельной оси вращения АФМ):

$$F_{p.\,i}-C_1x_i-C_2x_i-F_{тр}=0\,, \qquad (24)$$

где $F_{p.\,i}$ — текущая распорная сила; C_1 — осевая жёсткость пружины 13; C_2 — осевая жёсткость пружины 17; x_i — текущая абсцисса, равная текущему осевому перемещению опорной втулки 11.

Текущая распорная сила УУ АФМ может быть представлена следующим соотношением:

$$F_{p.\,i}=\frac{T_п}{r}\,\mathrm{tg}\,\alpha_i\,, \qquad (25)$$

где α_i — текущий угол давления тела качения.

По условию задачи величина номинального вращающего момента АФМ должна оставаться постоянной независимо от коэффициента трения. В соответствии с этим, используя в уравнении (24) соотношения (14), (18) и (25), получим:

$$\frac{(z+z_1)F_пR_{ср}f_{\min}}{r}\,\mathrm{tg}\,\alpha_i-(C_1+C_2)x_i-\frac{2(z+z_1)F_пR_{ср}f_{\min}}{d}f_1=0\,. \qquad (26)$$

Учитывая геометрическую интерпретацию первой производной функции, проинтегрируем уравнение (26):

$$y_i=\frac{(C_1+C_2)rx_i^2}{2(z+z_1)F_пR_{ср}f_{\min}}+\frac{2rf_1}{d}x_i+C_1\,, \qquad (27)$$

где C_1 — постоянная интегрирования, которую можно найти из начальных условий: $y_i=y_0$ при $x_i=0$.

Из этого следует:

$$C_1=y_0\,,$$

где y_0 — начальная ордината кривой.

Начальную ординату y_0 можно найти, используя расчётную схему, изображённую на рис. 5, *б*. Согласно данной схеме начальная ордината y_0, равна длине отрезка АВ. При величине радиуса тела качения, равной $r_ш$, начальная ордината составляет:

$$y_0 = AB = r_ш \cdot \cos\alpha_{\min} . \quad (28)$$

Сделав замену

$$\cos\alpha_{\min} = \frac{1}{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\,\alpha_{\min}}} ,$$

а также имея в виду, что (см. выше)

$$\mathrm{tg}\,\alpha_{\min} = f_1 ,$$

запишем выражение (28) в следующем виде:

$$y_0 = \frac{r_ш}{\sqrt{1+f_1^2}} . \quad (29)$$

С учётом полученного выражения (29) запишем соотношение (27) в следующем виде, учитывая удвоенное перемещение опорной втулки (по отношению к осевому перемещению тел качения):

$$y_i = \frac{(C_1 + C_2)r}{(z + z_1)F_п R_{ср} f_{\min}} x^2 + \frac{4rf_1}{d} x_i + \frac{r_ш}{\sqrt{1+f_1^2}} . \quad (30)$$

В соотношении (30) $f_1 = \mathrm{const}$, как принимается на практике [7].

Профилирование боковых стенок гнёзд под тела качения УУ в соответствии с выражением (30) позволяет реализовать зависимость (15) для оптимального изменения величины КУ C в функции коэффициента трения и осуществить таким образом оптимальное регулирование с целью достижения высокой точности срабатывания исследуемой АФМ.

Результаты исследования могут иметь практическое применение при расчёте и проектировании модернизированного варианта АФМ второго поколения для определения оптимальных величин параметров и синтеза элементов УУ.

Выводы.

1. Настоящее исследование вызвано необходимостью повышения точности срабатывания базового варианта АФМ второго поколения.

2. Основной идеей создания модернизированного варианта АФМ второго поколения является установление зависимости КУ обратной связи от текущего значения коэффициента трения и синтеза на этой основе принципиальной схемы УУ с определением его параметров.

3. При минимальной величине КУ, не равной нулю, реализация на практике «идеальной» нагрузочной характеристики АФМ невозможна, поскольку расчётное значение КУ превышает его предельно допустимую величину.

4. Если распорная сила отсутствует, значение коэффициента трения минимально и КУ изменяется в соответствии с установленной закономерностью, величина КУ не превышает предельного значения. Это обеспечивает автоматическое управление с теоретически достижимой «идеальной» нагрузочной характеристикой.

5. Синтезирована принципиальная схема АФМ, в которой реализован принцип, указанный в п. 4, величина КУ не равна нулю. Принцип реализован при минимальном значении коэффициента трения.

6. Найдена геометрическая форма кривой, очерчивающей боковую стенку гнезда под тело качения УУ и обеспечивающей автоматическое регулирование в АФМ с целью получения теоретически «идеальной» нагрузочной характеристики муфты.

Библиографический список

1. Шишкарёв, М. П. Математические модели адаптивного фрикционного контакта твёрдых тел второго поколения / М. П. Шишкарёв // Математические методы в технике и технологиях : сб. тр. XVIII Междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 5. Секция 5 «Компьютерная поддержка производственных процессов» / под общ. ред. В. С. Балакирева. — Казань : Изд-во Казанского гос. технологич. ун-та, 2005. — С. 72–76.

2. Шишкарёв, М. П. Адаптивные фрикционные муфты. Исследование, конструкции и расчёт / М. П. Шишкарёв. — Ростов-на-Дону : Изд-во РГАСХМ, 2002. — 228 с.

3. Тепинкичиев, В. К. Предохранительные устройства от перегрузки станков / В. К. Тепинкичиев. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 1968. — 112 с.

4. Шишкарёв, М. П. Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт / М. П. Шишкарёв // Известия вузов. Машиностроение. — 2001. — № 1. — С. 27–31.

5. Шишкарёв, М. П. Об ограничениях при выборе параметров некоторых типов адаптивных фрикционных муфт / М. П. Шишкарёв // Вестник машиностроения. — 2001. — № 7. — С. 8–11.

6. Шишкарёв, М. П. Математическая модель устойчивости движения привода с адаптивной фрикционной муфтой / М. П. Шишкарёв // Математические методы в технике и технологиях : сб. тр. XV Междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 8. Секция 8 «Компьютерная поддержка технологических процессов и производственных систем» / под общ. ред. В. С. Балакирева. — Тамбов : Изд-во Тамбовского гос. техн. ун-та, 2002. — С. 70–75.

7. Поляков, В. С. Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш, О. А. Ряховский. — Ленинград : Машиностроение, 1974. — 352 с.

Материал поступил в редакцию 20.05.2013.

References

1. Shishkarev, M. P. Matematicheskiye modeli adaptivnogo friktsionnogo kontakta tverdykh tel vtorogo pokoleniya. [Mathematical models of the second-generation adaptive friction solid contact.] Matematicheskie metody v tehnike i tehnologiyah : sb. tr. XVIII Mezhdunar. nauch. konf. V 10 t. T. 5. Sektsiya 5 «Kompyuternaya podderzhka proizvodstvennykh protsessov» / pod obshch. red. V. S. Balakireva. [Mathematical methods in processes and technologies: Proc. XVIII Int. Sci. Conf. in 10 vol. Vol. 5. Section 5 "Computer-aided support for workflow." Balakirev, V. S., ed.] Kazan : Izd-vo Kazanskogo gos. tehnologich. un-ta, 2005, pp. 72–76 (in Russian).

2. Shishkarev, M. P. Adaptivnyye friktsionnyye mufty. Issledovaniye, konstruktsii i raschet. [Adaptive friction clutches. Research, design, and calculations.] Rostov-na-Donu : Izd-vo RGASHM, 2002, 228 p. (in Russian).

3. Tepinkichiyev, V. K. Predokhranitelnyye ustroystva ot peregruzki stankov. [Machine overload protection devices.] 2nd rev. and enl. ed. Moscow : Mashinostroyeniye, 1968, 112 p. (in Russian).

4. Shishkarev, M. P. Effektivnost primeneniya adaptivnykh friktsionnyh muft. [Application efficiency of adaptive clutches.] Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye, 2001, no. 1, pp. 27–31 (in Russian).

5. Shishkarev, M. P. Ob ogranicheniyakh pri vybore parametrov nekotorykh tipov adaptivnykh friktsionnykh muft. [On option selection constraints of some types of adaptive friction clutches.] Vestnik mashinostroyeniya, 2001, no. 7, pp. 8–11 (in Russian).

6. Shishkarev, M. P. Matematicheskaya model ustoychivosti dvizheniya privoda s adaptivnoy friktsionnoy muftoy. [Mathematical motion stability model of adaptive friction clutch drive.] Matematicheskiye metody v tekhnike i tekhnologiyakh : sb. tr. XV Mezhdunar. nauch. konf. V 10 t. T. 8. Sektsiya 8 "Kompyuternaya podderzhka tehnologicheskih protsessov i proizvodstvennyh system" / pod obshch. red. V. S. Balakireva. [Mathematical methods in processes and technologies: Proc. XV Int. Sci. Conf. in

10 vol. Vol. 8. Section 8 "Computer-aided support for workflow and manufacturing systems." Balakirev, V.S., ed.] Tambov : Izd-vo Tambovskogo gos. tekhn. un-ta, 2002, pp. 70-75 (in Russian).

7. Polyakov, V. S., Barbash, I. D., Ryakhovskiy, O. A. Spravochnik po muftam. [Handbook on clutches.] Leningrad : Mashinostroyeniye, 1974, 352 p. (in Russian).

THEORY ELEMENTS OF ZERO NEGATIVE-FEEDBACK IN ADAPTIVE FRICTION CLUTCHES*

M. P. Shishkarev, K. O. Kobzev

A supplementary friction group in the clutch design increases its load capacity. It is a decided advantage of adaptive friction clutches of the second generation with combined feedback. The feedback gain changes depending on the friction coefficient value. The problem of establishing such patterns, and the synthesis of the command unit elementary diagram with its parametrization based on this concept, is solved in the paper. The identified regularity allows stating the following. Under zero thrust force and minimum friction coefficient value, changing the gain level does not exceed its limit value. It provides an automatic control with a theoretical "ideal" load characteristic of the clutch. A curve geometric form outlining the side wall of the rolling body socket of the command unit, and providing an automatic control in the adaptive friction clutch, is found. In this case, the goal is to obtain a theoretically "ideal" load characteristic of the coupling.

Keywords: *adaptive friction clutch, amplification factor, control unit, friction coefficient.*

* The research is done within the frame of the independent R&D.